

**УДК 621.224**

**І. І. ТИНЬЯНОВА**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»

### **МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТЕВИХ СИСТЕМ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБІНИ**

В роботі розглянуті питання моделювання гідродинамічних характеристик лопатевих систем, що базується на спільному використанні моделі осередненого закрученого потоку та спрощеної моделі просторового потоку в безлопатевих ділянках проточної частини. Розглядається вплив гідродинамічних характеристик лопатевих систем на формування енергетичних характеристик радіально-осьової гідротурбіни.

**Ключові слова:** радіально-осьова гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, гідродинамічні характеристики, геометричні та режимні параметри, енергетичні показники.

**Вступ.** Покращення енергетичних якостей гідротурбін (ГТ) в першу чергу залежить від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини. Аналіз гідродинамічних характеристик окремих елементів проточної частини (ПЧ) дозволяє проаналізувати їхній вплив на енергетичні характеристики гідротурбіни. Результати такого аналізу є принциповою основою для вирішення великого кола питань, що виникають при проектуванні радіально-осьових (РО) гідротурбін. Це питання, які стосуються можливості підвищення максимального ККД, підвищення швидкохідності ГТ та її потужності при збереженні рівня ККД, поліпшення виду кривих ККД і потужності при відході від оптимального режиму та ін.

Моделювання гідродинамічних характеристик з урахуванням особливостей роботи елементів проточної частини дає змогу прийняти рішення які зміни та у які елементи слід внести для покращення техніко-економічних характеристик ГТ. Тому моделювання гідродинамічних характеристик окремих елементів та їх узгодження при проектуванні для удосконалення проточної частини радіально-осьової ГТ є досить актуальним завданням, рішення якого і присвячена дана робота.

Метою даної роботи – моделювання гідродинамічних характеристик лопатевих систем: напрямного апарата (НА) та робочого колеса (РК) РО ГТ.

**Матеріали й результати дослідження.** Удосконалювання ПЧ базується на досить глибокому дослідженні гідродинамічних характеристик окремих елементів і їх впливі на енергетичні характеристики ГТ. Для рішення цього завдання використовується як спрощені моделі течії, так і більш складний кінематичний опис потоку за допомогою складних моделей течії рідини [1-4].

У теорії робочого процесу використовуються різні підходи до визначення гідродинамічних характеристик лопатевих систем – залежностей, що виражають зв'язок кінематичних, енергетичних і параметрів силової взаємодії з геометричними і режимними параметрами. При дослідженні і аналізі гідродинамічних характеристик лопатевих систем (НА і РК) виявляється необхідним знання, як осереднених параметрів потоку, так і розподілу кінематичних параметрів потоку в характерних перерізах ПЧ.

Осереднені гідродинамічні характеристики описують загальні кінематичні і енергетичні властивості лопатевої системи як єдиної просторової решітки. Вони інтегрально виражають загальні закономірності обтікання і силової взаємодії просторових решіток. Загальний підхід до опису гідродинамічних характеристик

© І. І. ТИНЬЯНОВА, 2013

лопатевих систем базується на використанні безрозмірних параметрів, що характеризують потік у характерних перерізах ПЧ (рис. 1) [5, 6].

Розподілені гідродинамічні характеристики відображають залежність розподілу параметрів потоку в області лопатевої системи від геометричних і режимних параметрів. Знання розподілених характеристик необхідно для оцінки як енергетичних, так кавітаційних якостей лопатевих систем. При відомих розподілених характеристиках визначаються осереднені гідродинамічні характеристики лопатевих систем.

Гідродинамічні характеристики НА представляються функціональними залежностями  $\frac{\Gamma_0 D}{Q} = f(a_0)$  (кінематична характеристика) і  $k_{hNA} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)$  (характеристика втрат).

Осереднені гідродинамічні характеристики ПЧ включають залежності коефіцієнта теоретичного напору  $K_{HT} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L_{PK}\right)$  і залежності коефіцієнта втрат  $k_h = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L\right)$  від режимних і геометричних параметрів. Функціональні залежності мають вигляд:

$$K_{HT} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L_{PK}\right) \text{ і } k_h = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L\right).$$

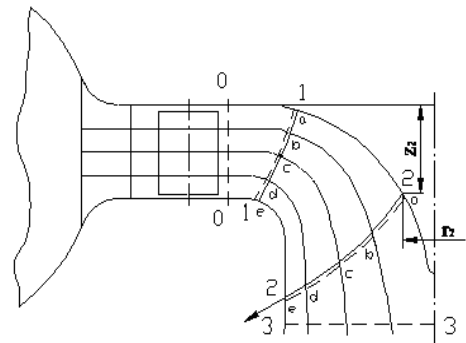


Рис. 1 – Розрахункові перерізи проточної частини радіально-осьової ГТ

Залежно від  $K_{HT}$  і  $k_h$  за допомогою основного рівняння ГТ і рівняння балансу гідравлічної енергії виражаються основні енергетичні параметри ГТ:

$$\eta_r = \frac{k_{HT}\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L_{PK}\right)}{k_{HT}\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L_{PK}\right) + k_h\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L\right)}, \quad Q'_I = \sqrt{\frac{g}{k_{HT}\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L_{PK}\right) + k_h\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L\right)}},$$

$$N'_r = \gamma Q'_I \eta_r = \gamma \frac{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)}{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right) + k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)} \cdot \sqrt{\frac{g}{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right) + k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)}} \quad (1)$$

За допомогою безрозмірних комплексів  $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$  і  $k_Q$ , що є аргументами у функціональних залежностях  $K_{HT} = f_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L_{PK}\right)$  і  $k_h = f_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L\right)$  виражаються умови кінематичної і енергетичної подоби в розрахункових перерізах ПЧ (рис. 1).

Для визначення осереднених кінематичних характеристик у розрахункових перерізах ПЧ, використовуються рівняння кінематичного зв'язку просторових решіток як в абсолютному, так і відносному русі, запропоновані у роботах [7, 8]:

$$\frac{\Gamma_2 D}{Q} = k \frac{\Gamma_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 k_Q,$$

$$\frac{\bar{\Gamma}_{2w} D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_{1w} D}{Q} + (1-k)\mu - (1-k)\left(\Lambda^2 - \frac{\bar{r}_{2R}^2 - k\bar{r}_{1R}^2}{1-k}\right)\frac{\pi}{2}k_Q \quad (2)$$

Поряд з осередненими кінематичними характеристиками, представленими залежностями (2) також необхідно розглядати розподілених кінематичних характеристик лопатевих систем, що враховують внутрішню структуру потоку.

При заданій геометрії підвідної частини  $\left(\frac{\bar{\Gamma}_{\text{сп}} D}{Q} = \text{const}\right)$  розподілені кінематичні характеристики НА виражають залежність кінематичних параметрів потоку у вихідному перерізі (перерізі 0-0) від відносного відкриття НА  $\frac{C_m}{Q_l} = f(\bar{a}_0, l)$ ,

$\frac{C_u}{Q_l} = f(\bar{a}_0, l)$ ,  $\frac{\Gamma_{0l}}{Q_l} = f(\bar{a}_0, l)$ ,  $\alpha_0 = f(\bar{a}_0, l)$ , де  $l$  – координата точки в перерізі 0-0, щодо

верхнього кільця НА;  $\bar{a}_0 = \frac{a_0}{a_{\text{max}}}$ , – відносне відкриття НА [9].

Кінематичні параметри потоку за НА, представлені в безрозмірному вигляді, не залежать від режиму роботи ГТ. При заданій геометрії підвідної частини, осереднені і розподілені кінематичні характеристики НА, залишаються незмінними при роботі турбіни з різними РК близької швидкохідності.

Для розрахунку кінематичних параметрів потоку на вхідній кромці РК можливо використання експериментальних залежностей розподілу циркуляцій від відкриття НА  $m = \left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right) / \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ , де  $m$  – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність вхідної

циркуляції по висоті лопаті,  $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$  – безрозмірний кінематичний комплекс у перерізі

за НА;  $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$  – осереднений кінематичний комплекс. Ці дані необхідні для

розрахунків втрат, що виникають при обтіканні вхідної кромки лопаті, і наступного узгодження вхідних елементів лопаті з параметрами потоку, формованого НА.

Експериментальні і розрахункові дослідження показують визначальну роль РК у формуванні енергетичних характеристик ГТ у діапазоні основних експлуатаційних режимів. Для визначення розподілених кінематичних параметрів використовувався наближений підхід опису просторового потоку вздовж вихідних кромки [10]. При цьому використовуються рівняння кінематичного зв'язку елементарних решіток разом з рівнянням осередненого осесиметричного руху.

Розподіл безрозмірного коефіцієнта меридіональної швидкості вздовж вихідної

кромки  $C_{2m}^* = \frac{C_{2m} D^2}{Q}$  описується диференціальним рівнянням  $\frac{dC_{2m}^*}{dl'} + M_2'(l') C_{2m}' = N_2'(l') k_Q$ ,

де  $M_2'(l')$  і  $N_2'(l')$  – безрозмірні коефіцієнти, що залежать від геометричних характеристик поверхні тока [11].

Розв'язок диференціального рівняння враховуючого зсув поверхонь тока при зміні режиму роботи ГТ має вигляд  $C_{2m}^*(l') = A_2'(l') k_Q - B_2'(l')$ , де:  $l'$  – довжина, відлічувана уздовж вихідної кромки;  $A_2'$  і  $B_2'$  – коефіцієнти, що залежать від розподілу геометричних характеристик лопаті вздовж вихідної кромки.

Залежність безрозмірного коефіцієнта циркуляції від безрозмірних геометричних і режимних параметрів описується виразом

$$\frac{\Gamma_2 D}{Q} = 2\pi \left( r_2'^2 + r_2' A_2' \operatorname{ctg} \beta_2^* - r_2'^2 \left( \frac{r_a^2}{r_2'^2} - \frac{r_1'^2}{r_2'^2} \right) \right) k_Q - 2\pi r_2' B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*$$

$$\text{де } A_2' = \frac{A_2}{D}, B_2' = B_2 D^2, r_2' = \frac{r_2}{D}.$$

Експериментальні дані кафедри гідромашин НТУ «ХПІ» про структуру потоку за РК у широкому діапазоні напорів ( $H = 100 \div 500$  м), показують, що коефіцієнт меридіональної швидкості та коефіцієнт циркуляції лінійно залежать від режимного параметра  $k_Q$  (рис. 2, 3).

Це підтверджує справедливості отриманих залежностей, що встановлюють зв'язок кінематичних характеристик за РК з його геометричними і режимними параметрами.

Характеристика гідравлічних втрат усієї ПЧ може бути представлена у вигляді [5]:

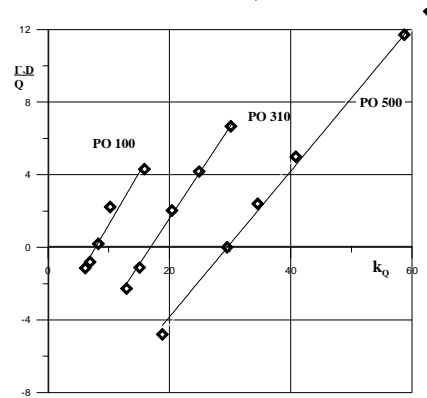


Рис. 2 – Залежність  $C_m = f(k_Q)$

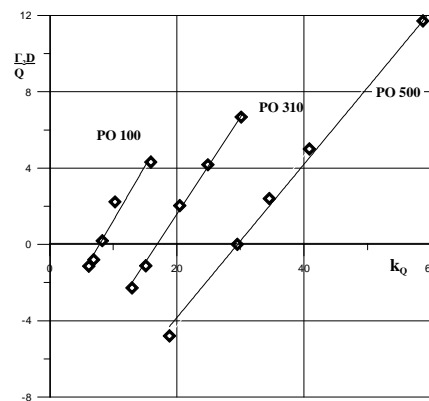


Рис. 3 – Залежність  $\frac{\Gamma_2 D}{Q} = f(k_Q)$

$$k_h = k_{\text{сп}} + k_{\text{ст}} + k_{\text{НА min}} + k_{\text{РК min}} + k_{\text{омс min}} + a \left( \frac{\Gamma_{\text{сн}} D}{Q} - \frac{\Gamma_0 D}{Q} \right)^2 + b \left( \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\Gamma_0 D}{Q} \right)^2 + c \left( \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2, \quad (3)$$

де  $k_{\text{сп}}, k_{\text{ст}}, k_{\text{НА min}}, k_{\text{РК min}}, k_{\text{омс min}}$  – мінімальне значення коефіцієнта втрат, обумовлених втратами тертя на ділянках ПЧ: спіральна камера, статор, НА, РК, відсмоктуюча труба [12]. Параметри  $a, b$  й  $c$  в (3) не залежать від режиму та розраховуються за допомогою експериментальних даних. Відповідно до [13] наближено можна вважати:  $a = \frac{k_{\text{НА}}}{2\pi^2 K_{r1HA}^2}$ ,  $b = \frac{k_1}{2\pi^2 K_{r1}^2}$ ,  $c = \frac{k_2}{2\pi^2 K_{r2}^2}$ , где

$$K_{r1HA} = \frac{1}{Q} \int \left( \frac{r_{1HA}}{R_{HA}} \right)^2 dQ, \quad K_{r1,2} = \frac{1}{Q} \int \left( \frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ.$$

Представлена структурна залежність коефіцієнта втрат у РК від режимних і гідродинамічних параметрів просторових решіток РК, що оказує основний вплив на формування оптимального режиму і вид кривих ККД при відході від нього.

Даний підхід розрахунку і аналізу гідродинамічних характеристик елементів ПЧ базується на спільному використанні моделі осередненого закрученого потоку і спрощеної моделі просторового потоку у безлопатевих ділянках проточного тракту.

При визначенні параметрів кінематичних характеристик, характеристик силової взаємодії і характеристик втрат через геометричні та режимні параметри використовуються загальні закономірності обтікання гідродинамічних решіток. Застосування цих залежностей є доцільним як для аналізу впливу геометричних параметрів на енергетичні характеристики, так і для оптимізації гідродинамічних характеристик РК й енергетичних характеристик ГТ. Методика дозволяє проводити необхідну оцінку гідродинамічних якостей РК і енергетичних характеристик ГТ для узгодження елементів ПЧ при виборі геометричних параметрів.

Підвищення енергокавітаційних показників безпосередньо зв'язане як з удосконалюванням гідродинамічних характеристик лопатевих систем, так і з їхнім узгодженням. У роботах [14, 15, 16] приводяться результати дослідження впливу геометрії НА і РК на гідродинамічні характеристики, та аналізується вплив геометрії підводу і відводу на параметри оптимального режиму.

**Висновки:** . На основі кінематичного опису потоку, заснованого на спільному використанні інтегральних параметрів потоку в розрахункових перерізах проточної частини і моделі просторового потоку в області робочого колеса, наведені залежності для розрахунків осереднених та розподілених кінематичних характеристик робочого колеса.

Наведені залежності, що зв'язують основні параметри ГТ із гідродинамічними характеристиками лопатевих систем ПЧ. Дані залежності дозволяють установити загальні закономірності формування енергетичних характеристик у широкому діапазоні зміни напорів.

**Список литературы:** 1. *Ruprecht A. Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery.* – 2002. – Vol. 6, no 1. – P. 187-208. 2. *Thum Susanne. Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD Techniques // International Journal of Rotating Machinery.* – 2005. – Vol. 2. – P. 161–167. 3. Численное моделирование течений в турбомашинах / Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. [и др.]. – Новосибирск : Наука, 2006. – 202 с 4. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня// Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59). – С. 195–210. 5. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учеб. пособие / Владислав Александрович Колычев. – Киев: ИСИО, 1995. – 272 с. 6. Колычев В. А. Гидродинамические характеристики элементов проточной части и их влияние на энергетические показатели радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, И. И. Тыньянова, К. А. Миронов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 4/7 (46). – С.3 – 15. 7. Войташевский Д. А. Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к гидромашинам / Д. А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88. 8. Руднев С. С. Основы теории лопастных решеток : учеб. пособие / Сергей Сергеевич Руднев. – М., 1976. – 61 с. 9. Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины: Учебн. пособие. / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский [и др.] –Харьков – НТУ «ХПИ». – 2002. 268 с. 10. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учеб. пособие / Владислав Александрович Колычев. – Киев: ИСИО, 1995. – 272 с. 11. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с. 12. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова [и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2005. – № 1/2 (13). – С. 95–106. 13. Колычев В. А. О влиянии геометрических параметров проточной части на оптимальный режим радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский [и др.] // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков, 1998. –№15. – С. 50–57. 14. Колычев В. А. Согласование элементов проточной части при проектировании радиально-осевых гидротурбин /

*В. А. Колычев, И. И. Тыньянова, К. А. Миронов // Проблемы машинобудовання. – Харків, 2009. – т. 12. – № 5 С 3-10. 15. Колычев В. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования/ В. А. Колычев, И. И. Тыньянова, К. А. Миронов// Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 1/6 (43). – С. 27–38. 16. Колычев В. А. Гидродинамические характеристики элементов проточной части и их влияние на энергетические показатели радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, И. И. Тыньянова, К. А. Миронов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 4/7 (46). – С.3 – 15*

*Надійшла до редакції 14.02.2013*

УДК 621.224

**Моделирование гидродинамических характеристик лопастных систем радиально-осевой гидротурбины / И. И. Тыньянова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХПІ», – 2013. – № 11 (985). – С. 156-161. – Бібліогр.: 16 назв.**

В работе рассмотрены вопросы моделирования гидродинамических характеристик лопастных систем, базирующееся на совместном использовании модели осредненного закрученного потока и упрощенной модели пространственного потока в безлопастных участках проточного тракта. Рассматривается их влияния на формирование энергетических характеристик радиально-осевой гидротурбины.

**Ключевые слова:** радиально-осевая гидротурбина, проточная часть, рабочее колесо, гидродинамические характеристики.

Worked out methodology of calculation and analysis of hydrodynamic characteristics of the blade systems, that allows estimating the hydrodynamic internals of the blade system of runners in the process of her profiling. Analytical dependences, which set influence of geometrical and regime parameters of runners on distribution of parameters of stream after a runners, what necessary for an analysis concordances of runners with taking of hydroturbine, are got.

**Keywords:** Francis turbine, flow space, runner, hydrodynamic characteristics, geometrical and regime parameters.

УДК 621.313

*А. А. ДУНЕВ, ассистент, НТУ «ХПІ»*

### **АЛГОРИТМ РАБОТЫ ПРОГРАММНОГО ПАКЕТА MAXWELL 3D, ПРИМЕНЯЕМОГО ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА МАГНИТНОГО ПОЛЯ В ДВИГАТЕЛЕ С КАТЯЩИМСЯ РОТОРОМ**

Проведен анализ алгоритма работы статического модуля программного пакета Maxwell 3D, позволяющего решать задачи визуализации магнитных полей в трехмерных электромеханических объектах, применительно для двигателя с катящимся ротором.

**Ключевые слова:** двигатель с катящимся ротором, система уравнений Максвелла, сеточная структура, магнитостатический решатель, граничные условия.

#### **Введение**

Во всех известных методиках расчета магнитного поля двигателя с катящимся ротором (ДКР) основная часть анализа базируется на аналитическом подходе к решаемой проблеме, что влечет за собой ряд допущений и неточностей, которые отражают свой характер на конечном результате расчета [1], что является недостатком существующих методик. Поэтому для более детального и точного расчета магнитных полей в ДКР было принято решение использовать численный метод расчета, который дает возможность более качественно оценить существующие процессы, в двумерном и трехмерном виде, протекающие в ДКР при работе.

© А. А. ДУНЕВ, 2013